

粘性ダンパを装着したディーゼル機関クランク軸系の ねじり振動特性に関する研究

(第2報, 1節ねじり振動角変位特性について)

下山田邦夫*・若林 克彦**・児玉 知明***・岩本 昭一****

A Study on the Torsional Vibration Characteristics of Crankshaftings with a Viscous Fluid Damper

(The Second Report, The Characteristics of Angular Displacement
of One-node Torsional Vibration)

By Kunio Shimoyamada*, Katsuhiko Wakabayashi**, Tomoaki Kodama***
and Shoichi Iwamoto****

Synopsis: The previous paper^{1), 2)} reports that the resonant amplitude of 8 th-order torsional vibration decreases largely at the critical engine speed by attaching a viscous fluid damper to a 14l, V8 engine. It also reports that the resonant phenomenon of two-node, 4 th-order torsional vibration appears within the range of the operating engine speed, and that one-node, 4 th-order torsional vibration appears newly in the low range of the engine speed.

Therefore, this paper estimates one-node, 4 th and 8 th-order torsional vibrations in the lower range of the engine speed by the 3-dimensional transfer matrix method²⁾. Next, this paper investigates the characteristics of the one-node torsional vibration displacement curves by comparing the measured results with the calculated results.

要旨: 文献 1), 2) において, V 形 8 気筒ディーゼル機関に粘性ダンパを装着した場合と, それを装着しない場合とを比較した。その結果, 8 次ねじり振動共振点の振幅は大巾に低減されるが, 粘性ダンパのダンパ慣性比の値によっては, 2 節 4 次振動の共振点と 1 節 4 次振動の山の裾部が機関の使用回転数域に新たに入ってきて, 4 次振動に関しては低減効果のないことを明らかにした。

そこで, 本論文では前報で得られたプーリ端におけるねじり振動角変位の測定結果の 4 次及び 8 次ねじり振動に着目して, 不明な点が多い粘性ダンパ装着クランク軸系での 1 節ねじり振動特性に, 主に解析面より検討を加える。解析法としては, 伝達マトリックス法を導入した振動解析法³⁾ を使用する。

1. ま え が き

粘性ダンパを装着した V 形 8 気筒ディーゼル機関クランク軸系のプーリ端におけるねじり振動角変位及び各

クランクピンでの付加応力に着目し, 使用機関回転数域における主危険次数である 4 次及び 8 次のねじり振動特性をすでに明らかにした。^{1), 2)}

その結果, 粘性ダンパを装着して得られるプーリ端における角変位振幅曲線と, 粘性ダンパを装着しない場合の同じ位置における同振幅曲線とを比較すると, 8 次振動については, その共振点の振幅は大巾に低減された。しかし, 4 次振動については 2 節 4 次の共振点が機関の使用回転数域に新たに入ってきたことに加えて, 1 節 4 次の山の裾が大きく現れてきたために, 粘性ダンパ慣性リングの慣性比によっては, 4 次振動に関する角変位振幅の低減効果がないことがわかった。プーリ端における

* 機械工学科 専任講師
Lecturer, Mechanical Engineering Division

** 機械工学科 教授 工学博士
Professor, Mechanical Engineering Division,
Dr. of Engineering

*** 機械工学科 嘱託
Technical Staff, Mechanical Engineering Division

**** 埼玉大学工学部機械工学科 助教授 工学博士
Associate Professor, Saitama Univ., Mechanical
Engineering Division, Dr. of Engineering

角変位が大きいと、プーリ側に歯車駆動が付いている機関では歯車騒音の原因となる。また、クランクピンでの付加応力振幅曲線では、角変位振幅曲線に現れた1節4次の山の裾がほとんど現れていない。これらのことより、粘性ダンパを装着したクランク軸系において不明な点が多い1節ねじり振動特性を明らかにする必要がある。

そこで、本論文では前報¹⁾で示した供試粘性ダンパを装着したV形8気筒ディーゼル機関クランク軸系における1節4次及び8次のねじり振動に着目して、そのねじり振動特性を調査し、粘性ダンパを装着したクランク軸の1節ねじり振動の特性を究明することを目的とする。

2. 記号

本論文中に使用されている主な記号は次の通りである。その他は本文中でその都度説明する。

- C_d ; 粘性ダンパの複素減衰係数の実部
 $\text{kgf}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}/\text{rad}\{\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}\}$
- K_d/Ω ; 粘性ダンパの複素減衰係数の虚部
 $\text{kgf}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}/\text{rad}\{\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}\}$
- G'/Ω ; 複素粘性係数の虚部 $\text{kgf}/\text{cm}^2\{\text{N}/\text{m}^2\}$
- K_{RC} ; ゴム継手の等価ねじり剛さ
 $\text{kgf}\cdot\text{cm}/\text{rad}\{\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}\}$
- M ; y 軸回りの曲げモーメント $\text{kgf}\cdot\text{cm}\{\text{N}\cdot\text{m}\}$
- M_z ; z 軸回りの曲げモーメント $\text{kgf}\cdot\text{cm}\{\text{N}\cdot\text{m}\}$
- N ; x 軸方向の力 $\text{kgf}\{\text{N}\}$
- Q ; z 軸方向のせん断力 $\text{kgf}\{\text{N}\}$
- T ; ねじりモーメント $\text{kgf}\cdot\text{cm}\{\text{N}\cdot\text{m}\}$
- V ; y 軸方向のせん断力 $\text{kgf}\{\text{N}\}$
- u ; x 軸方向の変位 $\text{cm}\{\text{m}\}$
- v ; y 軸方向の変位 $\text{cm}\{\text{m}\}$
- w ; z 軸方向の変位 $\text{cm}\{\text{m}\}$
- ψ ; z 軸回りのたわみ角 rad
- Ω ; 強制力のある次数成分の円振動数 rad/s
- μ' ; シリコン油部の複素粘性係数の実部
 $\text{kgf}\cdot\text{s}/\text{cm}^2\cdot\text{rad}\{\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2\cdot\text{rad}\}$
- θ ; ねじり角 rad
- ϕ ; y 軸回りのたわみ角 rad
- マトリックスとベクトル
- Z ; エンジン部の伝達マトリックス
- Z_{DRN} ; 被駆動側全体の伝達マトリックス
- Z_{ED} ; 動力計部の伝達マトリックス
- Z_{IS} ; 中間軸部の伝達マトリックス
- Z_{PL} ; 円板の伝達マトリックス
- Z_{PLC} ; ゴム継手部のフランジの伝達マトリックス
- Z_{RC} ; ゴム継手部の伝達マトリックス
- Z_{VD} ; 粘性ダンパ部の伝達マトリックス

- Z_{VDC} ; 粘性ダンパケースの伝達マトリックス
- Z_{VDI} ; 粘性ダンパ慣性リングの伝達マトリックス
- Z_{VDS} ; 粘性ダンパシリコン油部の伝達マトリックス
- q_{EDR} ; 動力計部右端の状態量ベクトル
- q_{VDCL} ; 粘性ダンパケース左端の状態量ベクトル
- q_{VDIL} ; 粘性ダンパ慣性リング左端の状態量ベクトル
- q_{PLL} ; 被駆動側円板左端の状態量ベクトル

3. 伝達マトリックス法によるねじり振動角変位の計算

本章では、粘性ダンパを装着した供試V形8気筒ディーゼル機関が、その被駆動側にゴム継手と中間軸を介して渦流式電気動力計を接続している軸系を計算対象とする。振動計算に際し、文献3)、4)を参照して、その軸系は形状に沿って仮想切断され、各要素の伝達マトリックスが誘導される。その場合、各要素の両端における状態量ベクトルを次のように定義する。

$$q = [u, N, \theta, T, v, \psi, M_z, V, w, \phi, M, Q, 1]^T \quad (1)$$

式(1)の添字 T は転置を表す。

3.1 振動計算モデル

図1は、粘性ダンパを装着した供試機関の全軸系を本解析法にしたがってモデル化した概略図である。前報で詳述したように、粘性ダンパを装着すると機関の使用回転数域内に2節4次の共振振動が入ってくると同時に、1節4次振動の山の裾が大きく現れてくる。この1節振動はゴム継手を介した被駆動側の諸元に大きく影響される。したがって、1節振動に着目して計算する場合には、振動モデルにおいて動力計側を無視することはできない。

3.2 粘性ダンパ部の伝達マトリックス

粘性ダンパ部の各構成要素の伝達マトリックスとして、ダンパ慣性リングの伝達マトリックスを Z_{VDI} 、ダンパシリコン油部の伝達マトリックスを Z_{VDS} 、そしてダンパケースの伝達マトリックスを Z_{VDC} とすると、粘性ダンパ慣性リング左端の状態量 q_{VDIL} と粘性ダンパケース右端の状態量 q_{VDCR} を結ぶ伝達関係式は、次のようになる。

$$q_{VDCR} = Z_{VDC} \cdot Z_{VDS} \cdot Z_{VDI} \cdot q_{VDIL} = Z_{VD} \cdot q_{VDIL} \quad (2)$$

なお、粘性ダンパはねじり振動のみに有効に作動すると仮定して、ダンパの伝達マトリックスを導いた。

3.3 クランク軸部の伝達マトリックス

エンジン単体のクランク軸部に関する伝達マトリックスの誘導については、すでに文献3)に詳述したのでそれらを適用する。すなわち、クランク軸部左端(プーリ端)の状態量 q_{PUL} とフライホイール右端の状態量 q_{FLR}

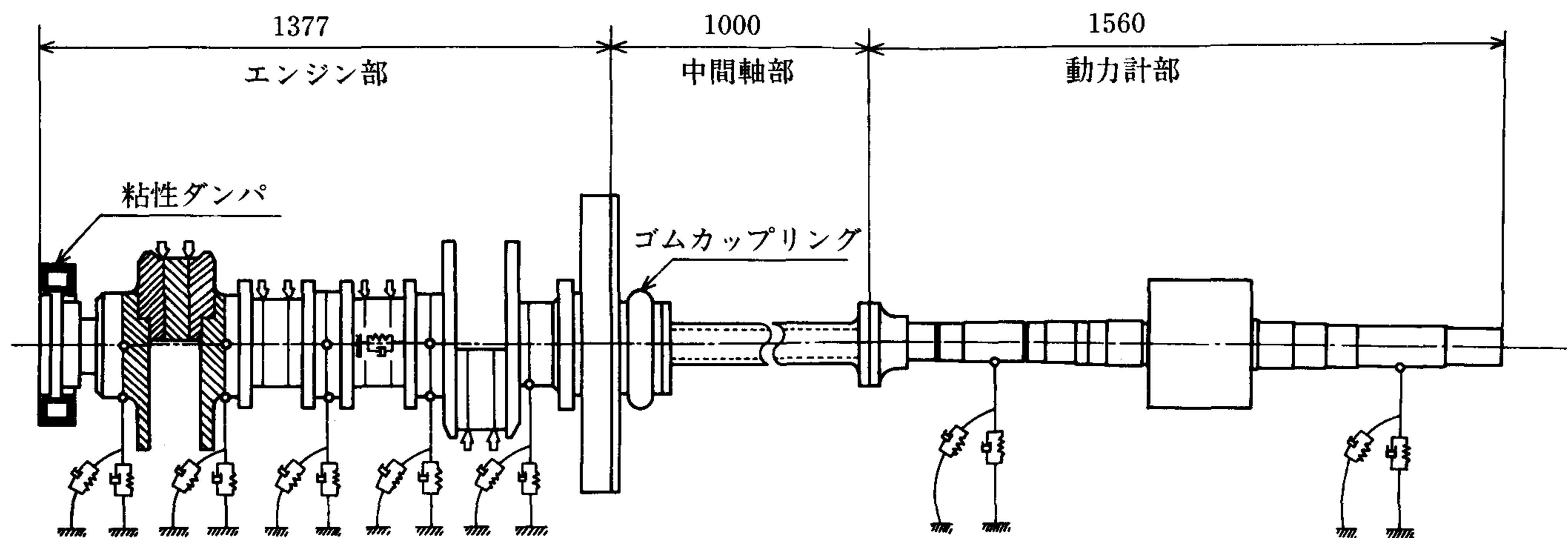


図1 ダンパ装着クランク軸系の振動モデル

を結ぶ伝達関係式は、

$$q_{FLR} = Z_{FL} \cdot Z_{GE} \cdot Z_{JR} \cdot Z_{K5} \cdot Z_4 \cdot Z_L \cdot Z_3 \cdot Z_2 \cdot Z_1 \cdot Z_{JL} \cdot Z_{PU} \cdot q_{PUL} = Z \cdot q_{PUL} \quad (3)$$

と表すことができる。なお、伝達マトリックスの記号の定義は文献3)と同様である。

3.4 被駆動部の伝達マトリックス

図1に示したように、被駆動側はフライホイールに円板がボルトで取り付けられ、その円板にゴム継手のフランジが同様にボルトで取り付けられている。さらに、このゴム継手及び中間軸を介して動力計が接続されている。

被駆動側軸系において、円板及びゴム継手部のフランジは剛体要素とみなし、その伝達マトリックスを Z_{PL} 、及び Z_{PLC} とする。また、ゴム部は等価線形ねじりバネに置換し、減衰を無視する。その伝達マトリックスを Z_{RC} とする。中間軸部は弾性軸とみなし弾性軸要素の伝達マトリックスを Z_{IS} とする。動力計部を構成している要素は、弾性軸、剛体及び軸受とみなすことができるので、その形状及び寸法等を考慮することによって上述の弾性軸要素、剛体要素及び軸受要素の伝達マトリックスをそのまま適用できる。したがって、仮想切断してできる各要素の伝達マトリックスをフライホイール側から順次前掛けすれば、動力計部の伝達マトリックス Z_{ED} を求めることができる。

以上により、フライホイールに取り付けられている円

板左端の状態量 q_{PLL} と動力計部右端の状態量 q_{EDR} を結ぶ伝達関係式は、次のようになる。

$$q_{EDR} = Z_{ED} \cdot Z_{IS} \cdot Z_{RC} \cdot Z_{PLC} \cdot Z_{PL} \cdot q_{PLL} = Z_{DRN} \cdot q_{PLL} \quad (4)$$

3.5 粘性ダンパ装着クランク軸系の伝達関係式の誘導

式(2)～(4)において、粘性ダンパケース部右端の状態量とプーリ端左端の状態量を、 $q_{VDCR} = q_{PUL}$ と置き、また、フライホイール右端の状態量と円板左端の状態量を、 $q_{FLR} = q_{PLL}$ と置くことによって、計算モデル全系の伝達関係式は、式(5)で示される。

$$q_{EDR} = Z_{DRN} \cdot Z \cdot Z_{VD} \cdot q_{VDIL} \quad (5)$$

3.6 ねじり振動角変位の計算

本節では、図1に示すような振動モデルを対象として、前節で誘導した伝達関係式を使用して、4次及び8次ねじり振動の角変位を計算して、その振幅曲線を描く。

(1) 計算に必要な諸数値

供試機関クランク軸の各要素の伝達マトリックスを計算するために、必要な諸数値は文献4)に詳述してあるので、それらの値を引用した。

式(4)で示される被駆動側の各要素の伝達マトリックスは、形状等を考慮してクランク軸部と同様に決定できる。ただし、ゴム継手部のゴム部の等価ねじり剛さ K_{RC} の値は、粘性ダンパを装着した軸系のプーリ端において実測したねじり振動角変位振幅曲線より、機関回転

表1 計算に使用した諸数値

項	目	記号	4次	8次
ゴム継手部のねじりばね定数	kgf・cm/rad { MN・m/rad }	K_{RC}	1.15×10^6 {0.113}	1.35×10^6 {0.132}
シリコーン油の複素粘性係数の実部	kgf・s/cm ² ・rad { N・s/m ² rad }	μ'	2.94×10^{-4} {28.8}	2.97×10^{-4} {29.1}
シリコーン油の複素粘性係数の虚部の分子	kgf/cm ² { kN/m ² }	G'	1.18×10^{-1} {11.6}	1.12×10^{-1} {11.0}
シリコーン油の複素減衰係数の実部	kgf・cm・s/rad { N・m・s/rad }	C_d	1800 {177}	2500 {245}
シリコーン油の複素減衰係数の虚部の分子	kgf・cm/rad { MN・m/rad }	K_d	1.7×10^6 {0.167}	1.9×10^6 {0.186}

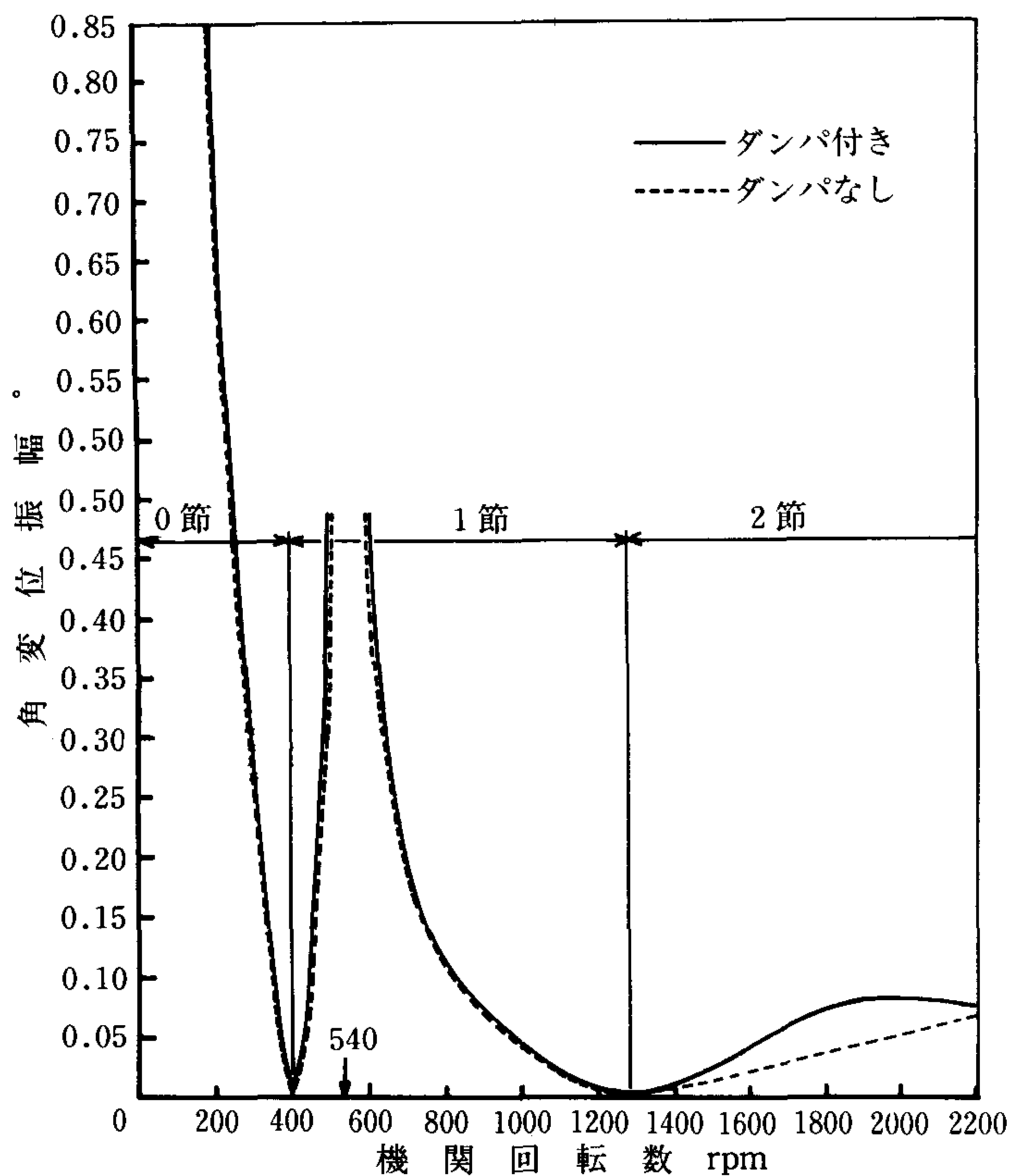


図2 プーリ端における4次ねじり振動角変位振幅曲線

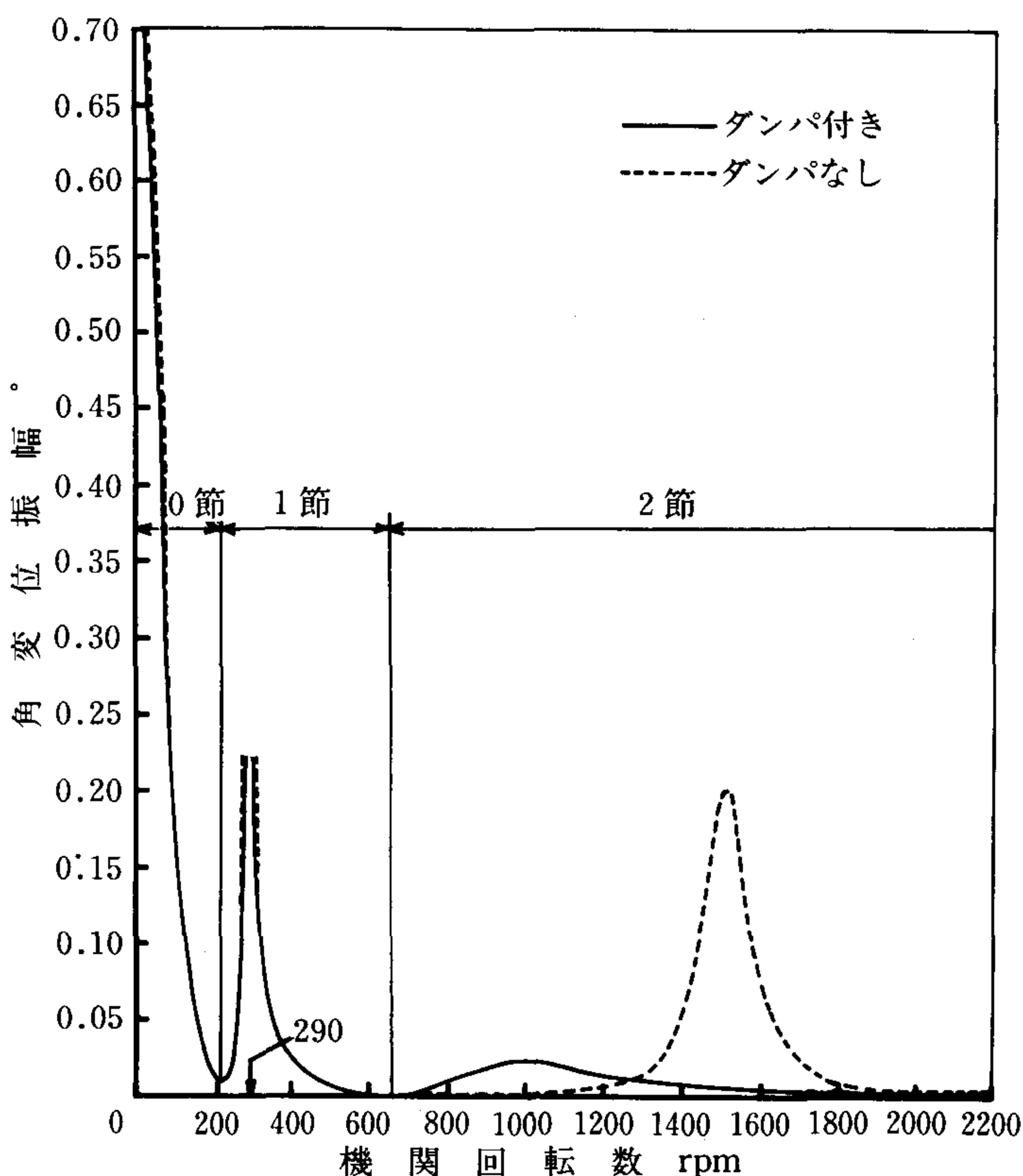


図3 プーリ端における8次ねじり振動角変位振幅曲線

数 1400rpm 以下における1節4次振動の山の裾と、2節8次振動の共振点近傍の振幅曲線との両方の形を考慮して、本計算法による計算結果と比較検討して決定した。また、粘性ダンパの複素減衰係数は前報¹⁾で求めた値を使用した。表1はそれら主要な計算データの一覧表である。

(2) ねじり振動角変位の計算結果

前節で述べた諸数値を使用して、供試機関の4次及び8次ねじり振動の角変位振幅曲線を計算より求めた結果を図2,3に示す。図2は4次ねじり振動角変位の計算結果であり、図3は8次ねじり振動角変位の計算結果である。

4. 1節ねじり振動計算結果の検討

本章では、本供試粘性ダンパを装着したV形8気筒ディーゼル機関の主危険回転次数4次及び8次の1節ねじり振動角変位振幅曲線の低回転数域について、主に検討する。

図2に数値計算によって得られたプーリ端における1節及び2節4次ねじり振動角変位振幅曲線が示されている。これより、1節4次ねじり振動共振点は機関回転数 540 rpm $\{9 \text{ s}^{-1}\}$ 近傍に生じることが予測される。この機関回転数は、アイドリング回転数より少し低い回転数である。そのため、機関使用回転数域の低回転数側に1節振動の大きな山の裾が現れている。1節4次共振回転数より低回転数域では0節振動に移る。当然のことながら角変位は、0 rpm $\{0 \text{ s}^{-1}\}$ で無限大へと発散する様子がこの計算結果からもわかる。また、比較のために図2に粘性ダンパを装着しないクランク軸系の角変位振幅曲線の計算結果も同時に載せてある。両振幅曲線を比較すると、1節振動の共振回転数はほぼ一致し、共振振幅がわずかに異なることより、1節4次振動の場合には粘性ダンパの効果がほとんどないと言える。

つぎに、1節4次ねじり振動共振点での振動モードを図4に極座標系で示した。この図からも1節振動であることは明確であり、節はフライホイールと動力計との間にある。また、1節ねじり振動の共振点近傍の振動モードは2節ねじり振動の共振点近傍の振動モード(文献2)参照)と様相を異にし、粘性ダンパケースと慣性リングとの間の位相角の差はほとんどない。このことから、1節振動に対して本供試粘性ダンパの減衰効果は期待できないと推定できる。

図3は1節及び2節8次ねじり振動角変位振幅曲線を示している。1節8次ねじり振動共振点は機関回転数 290 rpm $\{4.83 \text{ s}^{-1}\}$ 近傍に生ずる。図示したように、1節8次ねじり振動の共振点はかなり低い機関回転数域に存在し、かつ共振現象を示す回転数帯域も狭く機関の使用回転数域には何ら影響を与えていないので問題とならない。また、前と同様の比較をするために、図3に粘性ダンパを装着しないクランク軸系での角変位振幅曲線の計算結果も載せた。両者を比較すると1節4次振動の場合と同様な傾向を示している。

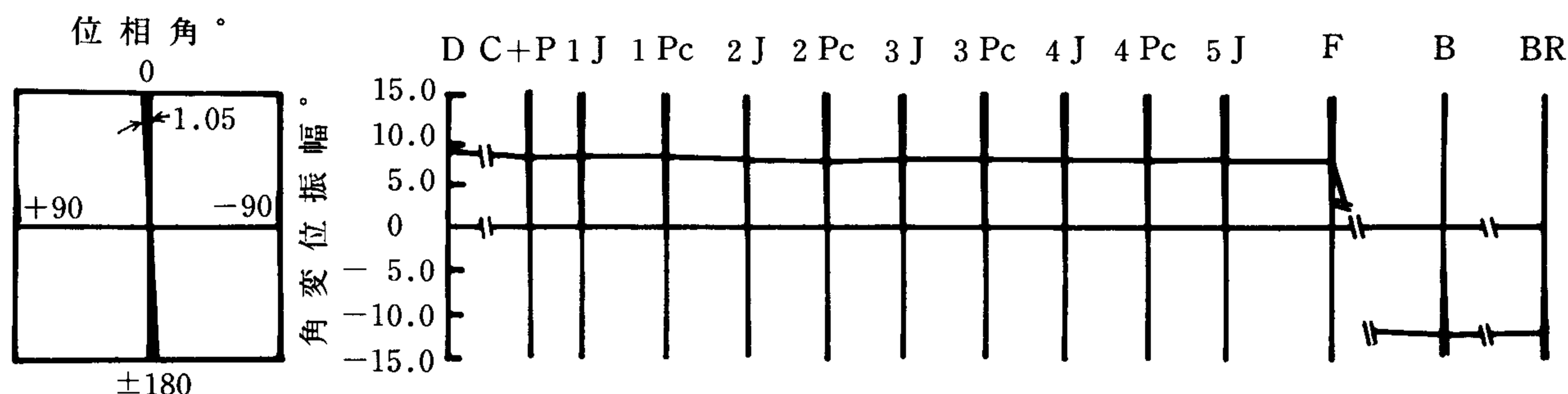


図4 1節4次ねじり振動共振点近傍の振動モード (機関回転数 540 rpm)

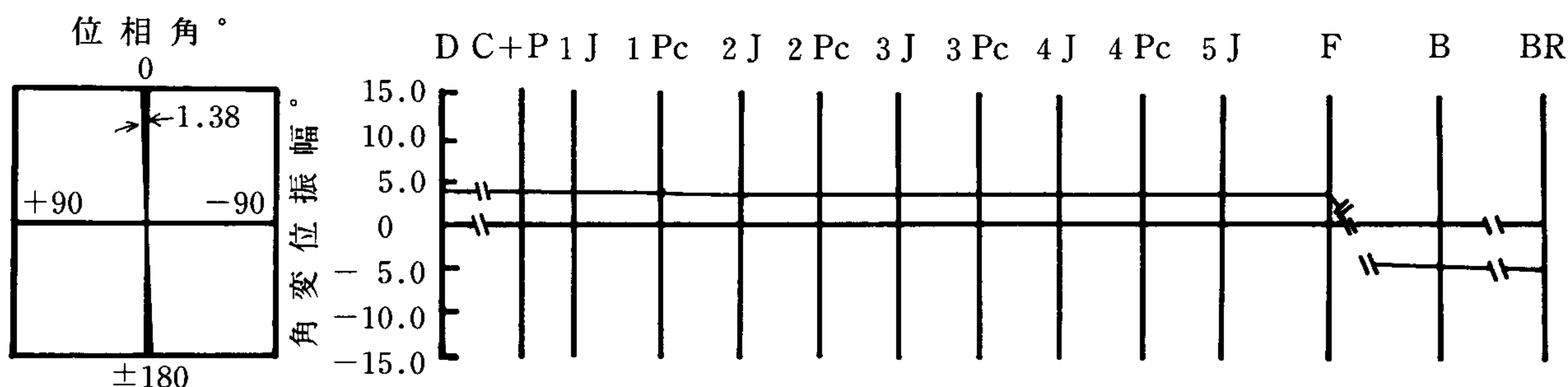


図5 1節8次ねじり振動共振点近傍の振動モード (機関回転数 290 rpm)

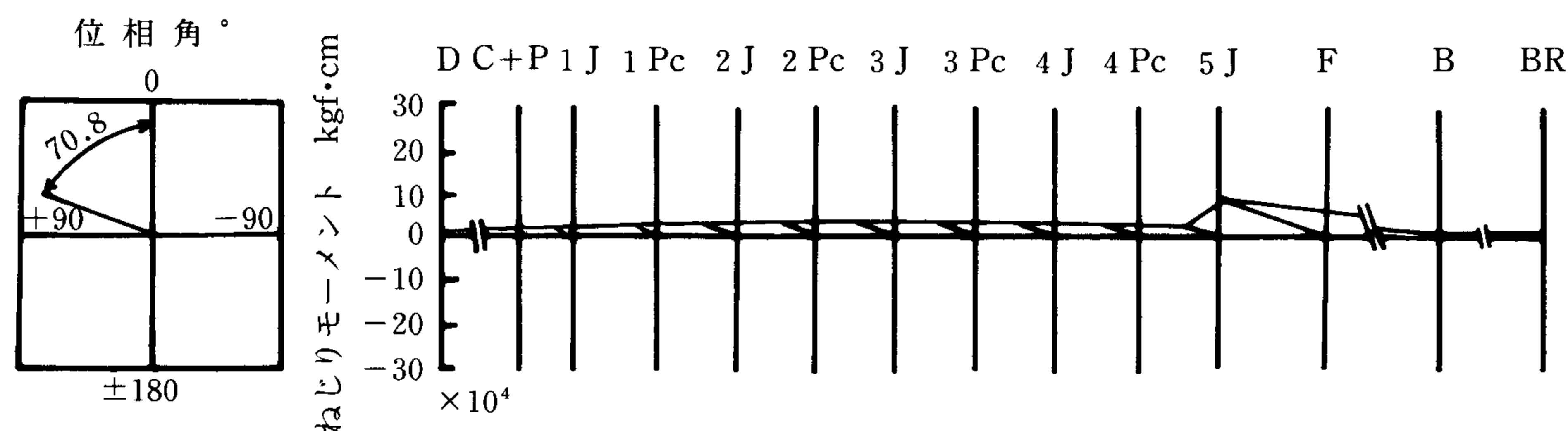


図6 1節4次ねじり振動共振点近傍のねじりモーメントのモード (機関回転数 540 rpm)

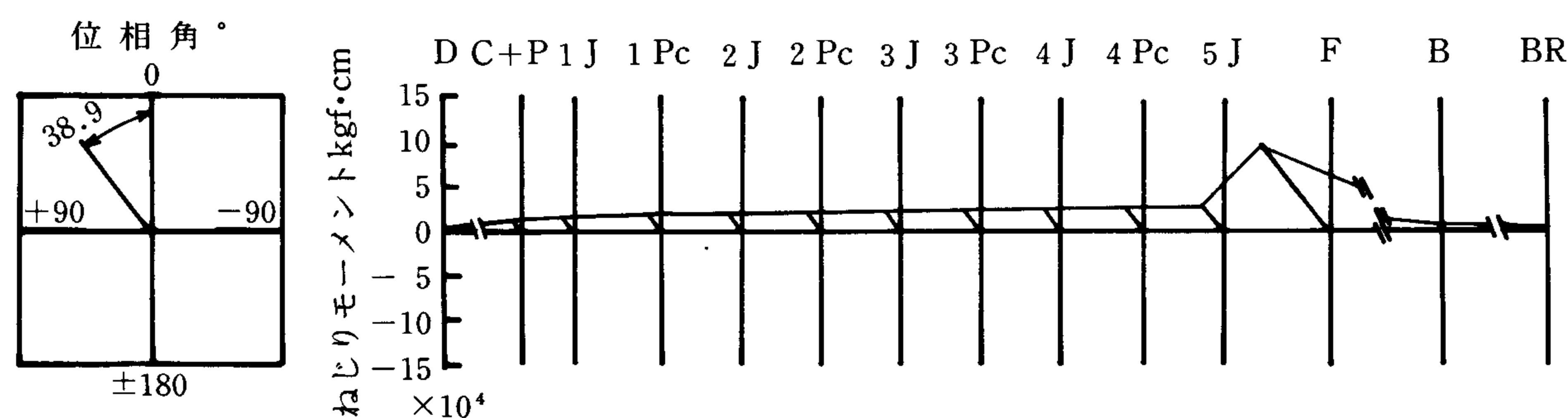


図7 1節8次ねじり振動共振点近傍のねじりモーメントのモード (機関回転数 290 rpm)

つぎに、1節8次ねじり振動共振点近傍と推定できる機関回転数 290 rpm $\{4.83 \text{ s}^{-1}\}$ における振動モード線図を図5に示す。節はフライホイールと動力計との間にある。

さらに、1節4次及び8次ねじり振動共振点近傍におけるねじりモーメント線図を図6及び7に極座標系で示した。1節振動節点近傍であるフライホイールでねじりモーメントが最大になり、他の位置におけるそれらの値と比較して、非常に大きな値である。

なお、図2～7の中で使用されている記号は、D; 粘性

ダンパ 慣性リング位置, C+P; 粘性ダンパケース及びプーリ位置, 1～4Pc; 1～4番ピンセンター位置, F; フライホイール位置, B; 動力計ロータ位置, BR; 動力計部右端位置をそれぞれ示す。

5. ま と め

供試粘性ダンパを装着した V 形 8 気筒ディーゼル機関クランク軸系の主危険回転次数である 1 節 4 次及び 8 次ねじり振動角変位振幅曲線の特徴について、主に解析より検討を加え、つぎの結論を得た。

(1) 本供試機関軸系での 1 節 8 次ねじり振動の共振点は機関回転数 290 rpm { 4.83 s^{-1} } 近傍に生じ実用上は問題がない。しかし、1 節 4 次ねじり振動の共振点は機関回転数 540 rpm { 9 s^{-1} } 近傍に生じ、アイドリング回転数より少し低い回転数のため、機関使用回転数域の低回転数側に 1 節ねじり振動の大きな山の裾が現れ無視することはできない。

(2) 1 節ねじり振動の共振点近傍の振動モードにおいて、粘性ダンパケースと慣性リングとの間の位相角の差が小さく、1 節振動に対しては粘性ダンパの減衰効果が期待できない。

(3) 被駆動側の諸元は 1 節ねじり振動の特性に大きな影響を及ぼす。

これらは、筆者らが開発した伝達マトリックス法によ

る振動解析法を使用した計算結果より、主に導かれた結論であるが、今後可能な限り実験により明らかにしていく予定である。

6. おわりに

本研究を遂行するにあたり、数値計算にご協力を頂いた工学部機械工学科菅原英明、佐野安幸両君に深く感謝する。また、数値計算は本学電子計算機センターの DPS 8/70 システムを利用した。

参 考 文 献

- 1) 若林・他3名：国士館大工紀要, 17 (昭59-3), 54.
- 2) 若林・他2名：舶機誌, 18-1 (昭59-1), 24.
- 3) 若林・他3名：舶機誌, 14-3 (昭54-3), 26.
- 4) 若林・他2名：舶機誌, 14-3 (昭54-3), 37.